

**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

Applicant(s):	Masakazu MURASE; Hiroaki KAYUKAWA; Hideki MIZUTANI; and Sokichi HIBINO		
Serial No.:	TBA	Group Art Unit:	To Be Assigned
Filed:	Herewith	Examiner:	To Be Assigned
For:	AIR CONDITIONER		

### CLAIM TO CONVENTION PRIORITY

**Mail Stop Patent Application  
Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450**

Sir:

In the matter of the above-identified application and under the provisions of 35 U.S.C. §119 and 37 C.F.R. §1.55 applicant(s) claim(s) the benefit of the following prior applications:

Application filed in: JAPAN  
In the name of: KABUSHIKI KAISHA TOYOTA JIDOSHOKKI  
Serial No.: 2002-260427  
Filing Date: 05 September 2002

☒ Pursuant to the Claim to Priority, applicants submit a duly certified copy of the above mentioned priority application herewith.

Respectfully submitted,

Date: August 27, 2003

Steven F. Meyer  
Steven F. Meyer  
Registration No. 35,613

**MORGAN & FINNEGAN, L.L.P.**  
345 Park Avenue  
New York, New York 10154  
(212) 758-4800  
(212) 751-6849 Facsimile

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 9月 5日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-260427

[ ST.10/C ]:

[ JP 2002-260427 ]

出 願 人

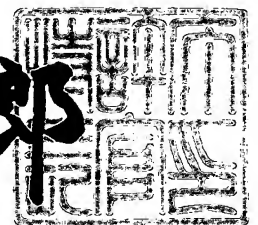
Applicant(s):

株式会社豊田自動織機

2003年 5月23日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3038642

【書類名】 特許願

【整理番号】 PY20021597

【提出日】 平成14年 9月 5日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F04B 49/06 341  
F04B 27/08

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 村瀬 正和

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 粥川 浩明

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 水谷 秀樹

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動  
織機 内

【氏名】 日比野 惣吉

【特許出願人】

【識別番号】 000003218

【氏名又は名称】 株式会社 豊田自動織機

【代理人】

【識別番号】 100068755

【弁理士】

【氏名又は名称】 恩田 博宣

【選任した代理人】

【識別番号】 100105957

【弁理士】

【氏名又は名称】 恩田 誠

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 002956

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9721048

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 空調装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 容量可変型圧縮機を備えた冷媒循環回路と、該容量可変型圧縮機の吐出容量変更につながる弁開度調節を行うための制御弁とを備え、

前記制御弁は、

前記冷媒循環回路に沿って設定された二つの圧力監視点間の圧力差を機械的に検出可能な感圧部材を備え、この二つの圧力監視点間の圧力差の変動に基づいて感圧部材が変位することで、該圧力差の変動を打ち消す側に容量可変型圧縮機の吐出容量が変更されるように弁体を動作させる感圧機構と、

前記弁体に付与する力を外部からの指令に基づいて変更することで、感圧機構による弁体の位置決め動作の基準となる設定差圧を変更可能な設定差圧変更用アクチュエータと

からなる空調装置において、

前記冷媒循環回路の冷房負荷情報を検出する冷房負荷情報検出手段と、

前記冷房負荷情報検出手段からの冷房負荷情報に基づいて、冷媒循環回路の低圧領域の目標圧力を算出する目標吸入圧力算出手段と、

前記冷媒循環回路の低圧領域の圧力を検出する吸入圧力センサと、

前記目標吸入圧力算出手段が算出した目標圧力と吸入圧力センサが検出した圧力とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御する圧縮機制御手段と

を備えたことを特徴とする空調装置。

【請求項 2】 前記冷房負荷情報検出手段からの冷房負荷情報に基づいて、冷媒循環回路が備える蒸発器を通過した空気の温度の目標値を算出する目標エバ後温度算出手段と、前記蒸発器を通過した空気の温度を検出するエバポレータセンサとを備え、

前記圧縮機制御手段は、目標エバ後温度算出手段が算出した目標値とエバポレータセンサが検出した温度とのズレ量が所定値を超えている場合には、目標吸入圧力算出手段が算出した目標圧力と吸入圧力センサが検出した圧力とのズレを解

消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御し、

前記圧縮機制御手段は、目標エバ後温度算出手段が算出した目標値とエバポレータセンサが検出した温度とのズレ量が所定値以内の場合には、目標エバ後温度算出手段が算出した目標値とエバポレータセンサが検出した温度とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御する請求項 1 に記載の空調装置。

【請求項 3】 容量可変型圧縮機を備えた冷媒循環回路と、該容量可変型圧縮機の吐出容量変更につながる弁開度調節を行うための制御弁とを備え、

前記制御弁は、

前記冷媒循環回路に沿って設定された二つの圧力監視点間の圧力差を機械的に検出可能な感圧部材を備え、この二つの圧力監視点間の圧力差の変動に基づいて感圧部材が変位することで、該圧力差の変動を打ち消す側に容量可変型圧縮機の吐出容量が変更されるように弁体を動作させる感圧機構と、

前記弁体に付与する力を外部からの指令に基づいて変更することで、感圧機構による弁体の位置決め動作の基準となる設定差圧を変更可能な設定差圧変更用アクチュエータと

からなる空調装置において、

前記冷媒循環回路の冷房負荷情報を検出する冷房負荷情報検出手段と、

前記冷房負荷情報検出手段からの冷房負荷情報に基づいて、冷媒循環回路が備える蒸発器の表面温度の目標値を算出する目標表面温度算出手段と、

前記冷媒循環回路が備える蒸発器の表面温度を検出する表面温度センサと、

前記目標表面温度算出手段が算出した表面温度の目標値と表面温度センサが検出した表面温度とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御する圧縮機制御手段と

を備えたことを特徴とする空調装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、容量可変型圧縮機を備えた冷媒循環回路と、該容量可変型圧縮機の吐出容量変更につながる弁開度調節を行うための制御弁とを備えた空調装置に関する。

#### 【0002】

##### 【従来の技術】

一般的に、車両用空調装置においては、外気温度や車室内温度や日射強度等の冷房負荷情報に基づいて、蒸発器を通過した直後の空気の温度（エバ後温度）の目標値を決定する。そして、この目標エバ後温度とエバポレータセンサにより検出された検出エバ後温度とに基づいて、容量可変型圧縮機の吐出容量をフィードバック制御するようになっている。

#### 【0003】

前記車載用の容量可変型圧縮機として広く採用されている容量可変型斜板式圧縮機（以下圧縮機とする）には、その吐出容量を制御するための容量制御機構が組み込まれている。容量制御機構を構成する制御弁としては、感圧機構からの力と電磁アクチュエータからの力とのバランスにより弁体を位置決めすることで、斜板室（クランク室ともいう）の圧力を調節して斜板角度を決める構成のものが存在する（例えば、特許文献1参照。）。

#### 【0004】

すなわち、前記感圧機構は、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧（二点間差圧）をベローズ等の感圧部材で感知し、この二点間差圧に基づく力を弁体に作用させる。電磁アクチュエータは、感圧部材に作用させる力を外部制御によって増減変更することにより、感圧機構の内部自律動作の基準となる二点間差圧の設定値（設定差圧）を変更可能である。そして、電磁アクチュエータの外部制御つまり制御弁の設定差圧の変更は、目標エバ後温度と検出エバ後温度とに基づいて行われる。つまり、検出エバ後温度が目標エバ後温度よりも高ければ、設定差圧が増大変更されて圧縮機の吐出容量が増大される。逆に、検出エバ後温度が目標エバ後温度よりも低ければ、設定差圧が減少変更されて圧縮機の吐出容量が減少される。

#### 【0005】

前記冷媒循環回路の二点間差圧には、該冷媒循環回路の冷媒流量が反映されている。従って、前記制御弁によれば、圧縮機の負荷トルクに直接関与する冷媒循環回路の冷媒流量を直接的に制御しているとも言える。よって、例えば、車両のエンジンを制御するためのコンピュータは、制御弁の電磁アクチュエータに指令される設定差圧（電気信号）から、補機としての圧縮機の駆動に必要なトルクを簡単かつ正確に推定することができる。その結果、エンジンの出力を好適に調節することができ、該エンジンの燃料消費量を削減することが可能となる。

## 【0006】

また、前記制御弁の電磁アクチュエータは、二点間差圧に基づく小さな力に均衡し得る小さな電磁力を発生可能であればよい。従って、例えば、冷媒として二酸化炭素を用いた場合、つまり冷媒循環回路の圧力が、フロン冷媒を用いた場合よりも遙かに高くなる場合であっても、電磁アクチュエータの大型化ひいては制御弁の大型化を抑制することができる。つまり、例えば、感圧機構が吸入圧力の絶対値で動作する所謂設定吸入圧力可変型の制御弁は、二酸化炭素冷媒によって吸入圧力が高くなると、該吸入圧力に基づく大きな力に均衡し得る大きな電磁力を発生可能な、非常に大型の電磁アクチュエータを採用しなくてはならないのである。

## 【0007】

## 【特許文献1】

特開2001-173556号公報（第8-11頁、第3図）

## 【0008】

## 【発明が解決しようとする課題】

ところが、前記制御弁においては、蒸発器の熱負荷状況を反映しない冷媒循環回路の二点間差圧を検出して、内部自律的に圧縮機の吐出容量のフィードバック制御を行っている。従って、蒸発器の熱負荷の変動に対しては、当該変動に起因した検出エバ後温度の変動に基づく、外部制御による設定差圧の変更で対応するしかなかった。蒸発器の熱負荷の変動に対するエバ後温度の変動は反応が鈍く、例えば、蒸発器の熱負荷が急激に変動したとしても、前記制御弁によっては、圧縮機の吐出容量を速やかに変更することができなかった。その結果、エバ後温度



が目標エバ後温度に対して近づけられるまでに時間がかかり、空調フィーリングが悪化する問題を生じていた。

【0009】

本発明の目的は、空調フィーリングに優れた空調装置を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために請求項1の発明の空調装置は、冷房負荷情報検出手段と、目標吸入圧力算出手段と、吸入圧力センサと、圧縮機制御手段とを備えている。冷房負荷情報検出手段は冷媒循環回路の冷房負荷情報を検出する。目標吸入圧力算出手段は、冷房負荷情報検出手段からの冷房負荷情報に基づいて、冷媒循環回路の低圧領域の目標圧力（目標吸入圧力）を算出する。吸入圧力センサは冷媒循環回路の低圧領域の圧力を検出する（検出吸入圧力）。

【0011】

そして、前記圧縮機制御手段は、目標吸入圧力と検出吸入圧力とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御する。冷媒循環回路の吸入圧力は、蒸発器の熱負荷の変動に対して、例えば該蒸発器を通過した直後の空気の温度（エバ後温度）よりも速やかに応答する物理量である。従って、例えば、蒸発器の熱負荷の急激な変動に応じて、容量可変型圧縮機の吐出容量を速やかに変更することができ、空調フィーリングを良好とすることができる。

【0012】

請求項2の発明は請求項1において、目標エバ後温度算出手段とエバポレータセンサとが備えられている。目標エバ後温度算出手段は、前記冷房負荷情報検出手段からの冷房負荷情報に基づいて目標エバ後温度を算出する。エバポレータセンサはエバ後温度を検出する。

【0013】

そして、前記圧縮機制御手段は、目標エバ後温度と検出エバ後温度とのズレ量が所定値を超えている場合には、目標吸入圧力と検出吸入圧力とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御

する。従って、例えば、請求項 1 で述べたように、蒸発器の熱負荷の急激な変動によって目標エバ後温度と検出エバ後温度とのズレ量が所定値を超えた場合でも、容量可変型圧縮機の吐出容量を速やかに変更して、エバ後温度を目標エバ後温度に対して速やかに近づけることができ、空調フィーリングを良好とすることができる。

#### 【0014】

また、前記圧縮機制御手段は、目標エバ後温度と検出エバ後温度とのズレ量が所定値以内の場合には、目標エバ後温度と検出エバ後温度とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御する。従って、エバ後温度を目標エバ後温度付近に精度良く収束させることができ、これは空調フィーリングのさらなる向上につながる。

#### 【0015】

上記目的を達成するために請求項 3 の発明の空調装置は、冷房負荷情報検出手段と、目標表面温度算出手段と、表面温度センサと、圧縮機制御手段とを備えている。冷房負荷情報検出手段は冷媒循環回路の冷房負荷情報を検出する。目標表面温度算出手段は、冷房負荷情報検出手段からの冷房負荷情報に基づいて、冷媒循環回路の蒸発器の表面温度の目標値を算出する。表面温度センサは冷媒循環回路が備える蒸発器の表面温度を検出する。

#### 【0016】

そして、前記圧縮機制御手段は、目標表面温度算出手段が算出した目標温度と表面温度センサが検出した温度とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御する。蒸発器の表面温度は、該蒸発器の熱負荷の変動に対して、エバ後温度よりも速やかに応答する物理量である。従って、例えば、蒸発器の熱負荷の急激な変動に応じて、容量可変型圧縮機の吐出容量を速やかに変更することができ、空調フィーリングを良好とすることができる。

#### 【0017】

##### 【発明の実施の形態】

以下、本発明を車両用空調装置に具体化した一実施形態について説明する。

## (容量可変型斜板式圧縮機)

図 1 に示すように、容量可変型斜板式圧縮機（以下単に圧縮機とする）C のハウジング 1 1 内には、斜板室たるクランク室 1 2 が区画されている。クランク室 1 2 内には、駆動軸 1 3 が回転可能に配設されている。駆動軸 1 3 は、動力伝達機構 P T を介して、車両の走行駆動源たるエンジン（内燃機関）E に作動連結され、該エンジン E から動力供給を受けて回転駆動される。

## 【 0 0 1 8 】

前記動力伝達機構 P T は、外部からの電気制御によって動力の伝達／遮断を選択可能なクラッチ機構（例えば電磁クラッチ）であってもよく、又は、そのようなクラッチ機構を持たない常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト／プーリの組合せ）であってもよい。なお、本実施形態では、クラッチレスタイプの動力伝達機構 P T が採用されている。

## 【 0 0 1 9 】

前記クランク室 1 2 において駆動軸 1 3 上には、ラグプレート 1 4 が一体回転可能に固定されている。クランク室 1 2 内には斜板 1 5 が収容されている。斜板 1 5 は、駆動軸 1 3 にスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。ヒンジ機構 1 6 は、ラグプレート 1 4 と斜板 1 5 との間に介在されている。従って、斜板 1 5 は、ヒンジ機構 1 6 を介することで、ラグプレート 1 4 及び駆動軸 1 3 と同期回転可能であるとともに、駆動軸 1 3 に対して傾動可能となっている。

## 【 0 0 2 0 】

前記ハウジング 1 1 内には複数（図面には一つのみ示す）のシリンダボア 1 1 a が形成されており、各シリンダボア 1 1 a 内には片頭型のピストン 1 7 が往復動可能に収容されている。各ピストン 1 7 は、シュー 1 8 を介して斜板 1 5 の外周部に係留されている。従って、駆動軸 1 3 の回転にともなう斜板 1 5 の回転運動が、シュー 1 8 を介してピストン 1 7 の往復運動に変換される。

## 【 0 0 2 1 】

前記シリンダボア 1 1 a 内の後方（図面右方）側には、ピストン 1 7 と、ハウジング 1 1 に内装された弁・ポート形成体 1 9 とで囲まれて圧縮室 2 0 が区画されている。ハウジング 1 1 の後方側の内部には、吸入室 2 1 及び吐出室 2 2 がそ

れぞれ区画形成されている。

#### 【0022】

そして、吸入室21の冷媒ガスは、各ピストン17の上死点位置から下死点側への移動により、弁・ポート形成体19に形成された吸入ポート23及び吸入弁24を介して圧縮室20に吸入される。圧縮室20に吸入された冷媒ガスは、ピストン17の下死点位置から上死点側への移動により所定の圧力にまで圧縮され、弁・ポート形成体19に形成された吐出ポート25及び吐出弁26を介して吐出室22に吐出される。

#### 【0023】

(圧縮機の容量制御構造)

図1に示すように、前記ハウジング11内には抽気通路27及び給気通路28が設けられている。抽気通路27はクランク室12と吸入室21とを連通する。給気通路28は吐出室22とクランク室12とを連通する。ハウジング11において給気通路28の途中には制御弁CVが配設されている。

#### 【0024】

そして、前記制御弁CVの開度を調節することで、給気通路28を介したクランク室12への高圧な吐出ガスの導入量と抽気通路27を介したクランク室12からのガス導出量とのバランスが制御され、クランク室12の内圧が決定される。クランク室12の内圧変更に応じて、ピストン17を介してのクランク室12の内圧と圧縮室20の内圧との差が変更され、斜板15の傾斜角度が変更される結果、ピストン17のストロークすなわち圧縮機Cの吐出容量が調節される。

#### 【0025】

例えば、クランク室12の内圧が低下されると斜板15の傾斜角度が増大し、圧縮機Cの吐出容量が増大される。図1において二点鎖線は、斜板15のそれ以上の傾動がラグプレート14によって当接規制された、最大傾斜角度状態を示している。逆に、クランク室12の内圧が上昇されると斜板15の傾斜角度が減少し、圧縮機Cの吐出容量が減少される。図1において実線は斜板15の最小傾斜角度状態を示している。

#### 【0026】

## (冷媒循環回路)

図 1 に示すように、車両用空調装置の冷媒循環回路（冷凍サイクル）は、上述した圧縮機 C と外部冷媒回路 3 0 とから構成されている。外部冷媒回路 3 0 は、凝縮器 3 1、膨張弁 3 2 及び蒸発器 3 3 を備えている。

## 【 0 0 2 7 】

前記吐出室 2 2 内には第 1 圧力監視点 P 1 が設定されている。第 1 圧力監視点 P 1 から凝縮器 3 1 側（下流側）へ所定距離だけ離れた冷媒通路の途中には、第 2 圧力監視点 P 2 が設定されている。この第 1 圧力監視点 P 1 の圧力 P d H と第 2 圧力監視点 P 2 の圧力 P d L との差には、冷媒循環回路の冷媒流量が反映されている。第 1 圧力監視点 P 1 と制御弁 C V とは第 1 検圧通路 3 5 を介して連通されている。第 2 圧力監視点 P 2 と制御弁 C V とは第 2 検圧通路 3 6（図 2 参照）を介して連通されている。

## 【 0 0 2 8 】

## (制御弁)

図 2 に示すように、前記制御弁 C V のバルブハウジング 4 1 内には、弁室 4 2、連通路 4 3 及び感圧室 4 4 が区画されている。弁室 4 2 及び連通路 4 3 内には、作動ロッド 4 5 が軸方向（図面では垂直方向）に移動可能に配設されている。連通路 4 3 と感圧室 4 4 とは、連通路 4 3 に挿入された作動ロッド 4 5 の上端部によって遮断されている。弁室 4 2 は、給気通路 2 8 の上流部を介して吐出室 2 2 と連通されている。連通路 4 3 は、給気通路 2 8 の下流部を介してクランク室 1 2 と連通されている。弁室 4 2 及び連通路 4 3 は給気通路 2 8 の一部を構成する。

## 【 0 0 2 9 】

前記弁室 4 2 内には、作動ロッド 4 5 の中間部に形成された弁体部 4 6 が配置されている。弁室 4 2 と連通路 4 3 との境界に位置する段差は弁座 4 7 をなしており、連通路 4 3 は一種の弁孔をなしている。そして、作動ロッド 4 5 が図 2 の位置（最下動位置）から弁体部 4 6 が弁座 4 7 に着座する最上動位置へ上動すると、連通路 4 3 が遮断される。つまり作動ロッド 4 5 の弁体部 4 6 は、給気通路 2 8 の開度を調節可能な弁体として機能する。

## 【 0 0 3 0 】

前記感圧室 4 4 内には、ペローズよりなる感圧部材 4 8 が收容配置されている。感圧部材 4 8 の上端部はバルブハウジング 4 1 に固定されている。感圧部材 4 8 の下端部には作動ロッド 4 5 の上端部が嵌入されている。感圧室 4 4 内は、有底円筒状をなす感圧部材 4 8 によって、この感圧部材 4 8 の内空間である第 1 圧力室 4 9 と、感圧部材 4 8 の外空間である第 2 圧力室 5 0 とに区画されている。第 1 圧力室 4 9 には、第 1 検圧通路 3 5 を介して第 1 圧力監視点 P 1 の圧力 P d H が導かれている。第 2 圧力室 5 0 には、第 2 検圧通路 3 6 を介して第 2 圧力監視点 P 2 の圧力 P d L が導かれている。前記感圧部材 4 8 や感圧室 4 4 等が感圧機構を構成している。

## 【 0 0 3 1 】

前記バルブハウジング 4 1 の下方側には、設定差圧変更用アクチュエータとしての電磁アクチュエータ部 5 1 が設けられている。電磁アクチュエータ部 5 1 は、バルブハウジング 4 1 内の中心部に有底円筒状の收容筒 5 2 を備えている。收容筒 5 2 において上方側の開口には、センタポスト（固定子） 5 3 が嵌入固定されている。このセンタポスト 5 3 の嵌入により、收容筒 5 2 内の最下部にはプランジャ室 5 4 が区画されている。

## 【 0 0 3 2 】

前記プランジャ室 5 4 内には、プランジャ（可動子） 5 6 が軸方向に移動可能に收容されている。センタポスト 5 3 の中心には軸方向に延びるガイド孔 5 7 が貫通形成され、このガイド孔 5 7 内には、作動ロッド 4 5 の下端側が軸方向に移動可能に配置されている。作動ロッド 4 5 の下端は、プランジャ室 5 4 内においてプランジャ 5 6 の上端面に当接されている。

## 【 0 0 3 3 】

前記プランジャ室 5 4 において收容筒 5 2 の内底面とプランジャ 5 6 との間には、コイルバネよりなるプランジャ付勢バネ 6 0 が收容されている。このプランジャ付勢バネ 6 0 は、プランジャ 5 6 を作動ロッド 4 5 側に向けて付勢する。また、作動ロッド 4 5 は、感圧部材 4 8 自身が有するバネ性（以下ペローズバネ 4 8 と呼ぶ）に基づいて、プランジャ 5 6 側に向けて付勢されている。従って、プ

ランジャ 5 6 と作動ロッド 4 5 とは常時一体となって上下動する。なお、ベローズバネ 4 8 は、プランジャ付勢バネ 6 0 よりもバネ力の大きなものが用いられている。

【 0 0 3 4 】

前記収容筒 5 2 の外周側には、センタポスト 5 3 及びプランジャ 5 6 を跨ぐ範囲にコイル 6 1 が巻回配置されている。このコイル 6 1 には、情報検出手段 7 7 からの情報に応じた、圧縮機制御手段としてのエアコン ECU 7 2（空調装置制御用のコンピュータ）の指令に基づき、駆動回路 7 8 から電力が供給される。駆動回路 7 8 からコイル 6 1 への電力供給量に応じた大きさの電磁力（電磁吸引力）が、プランジャ 5 6 とセンタポスト 5 3 との間に発生し、この電磁力はプランジャ 5 6 を介して作動ロッド 4 5 に伝達される。なお、このコイル 6 1 への通電制御は印加電圧を調整することで行われ、この印加電圧の調整には PWM（パルス幅変調）制御が採用されている。

【 0 0 3 5 】

（制御弁の動作特性）

前記制御弁 CV においては、次のようにして作動ロッド 4 5（弁体部 4 6）の配置位置つまり弁開度が決まる。

【 0 0 3 6 】

まず、図 2 に示すように、コイル 6 1 への通電がない場合（デューティ比  $D_t = 0\%$ ）は、作動ロッド 4 5 の配置には、ベローズバネ 4 8 の下向き付勢力の作用が支配的となる。従って、作動ロッド 4 5 は最下動位置に配置され、弁体部 4 6 は連通路 4 3 を全開とする。このため、クランク室 1 2 の内圧は、その時おかれた状況下において取り得る最大値となり、このクランク室 1 2 の内圧と圧縮室 2 0 の内圧とのピストン 1 7 を介した差は大きくて、斜板 1 5 は傾斜角度を最小として圧縮機 C の吐出容量は最小となっている。

【 0 0 3 7 】

次に、コイル 6 1 に対しデューティ比可変範囲の最小デューティ比  $D_t (min)$  ( $> 0\%$ ) 以上の通電がなされると、プランジャ付勢バネ 6 0 に加勢された上向きの電磁力が、ベローズバネ 4 8 による下向き付勢力を凌駕し、作動ロッド

4 5 が上動を開始する。この状態では、プランジャ付勢バネ 6 0 の上向きの付勢力によって加勢された上向き電磁力が、ベローズバネ 4 8 の下向き付勢力によって加勢された二点間差圧  $\Delta P d$  ( $= P d H - P d L$ ) に基づく下向き押圧力に対抗する。そして、これら上下付勢力が均衡する位置に、作動ロッド 4 5 の弁体部 4 6 が弁座 4 7 に対して位置決めされ、圧縮機 C の吐出容量が調節される。

#### 【 0 0 3 8 】

例えば、エンジン E の回転速度が減少して冷媒循環回路の冷媒流量が減少すると、下向きの二点間差圧  $\Delta P d$  に基づく力が減少して、その時点での上向きの電磁力では作動ロッド 4 5 に作用する上下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド 4 5 (弁体部 4 6) が上動して連通路 4 3 の開度が減少し、クランク室 1 2 の内圧が低下傾向となる。このため、斜板 1 5 が傾斜角度増大方向に傾動し、圧縮機 C の吐出容量は増大される。圧縮機 C の吐出容量が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、二点間差圧  $\Delta P d$  は増加する。

#### 【 0 0 3 9 】

逆に、エンジン E の回転速度が増加して冷媒循環回路の冷媒流量が増大すると、下向きの二点間差圧  $\Delta P d$  に基づく力が増大して、その時点での上向きの電磁力では作動ロッド 4 5 に作用する上下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド 4 5 (弁体部 4 6) が下動して連通路 4 3 の開度が増加し、クランク室 1 2 の内圧が増大傾向となる。このため、斜板 1 5 が傾斜角度減少方向に傾動し、圧縮機 C の吐出容量は減少される。圧縮機 C の吐出容量が減少すれば冷媒循環回路における冷媒流量も減少し、二点間差圧  $\Delta P d$  は減少する。

#### 【 0 0 4 0 】

また、例えば、コイル 6 1 への通電デューティ比  $D t$  を大きくして上向きの電磁力を大きくすると、その時点での二点間差圧  $\Delta P d$  に基づく力では上下付勢力の均衡が図れなくなる。このため、作動ロッド 4 5 (弁体部 4 6) が上動して連通路 4 3 の開度が減少し、圧縮機 C の吐出容量が増大される。その結果、冷媒循環回路における冷媒流量が増大し、二点間差圧  $\Delta P d$  も増大する。

#### 【 0 0 4 1 】

逆に、コイル 6 1 への通電デューティ比  $D t$  を小さくして上向きの電磁力を小



さくすれば、その時点での二点間差圧 $\Delta P_d$ に基づく力では上下付勢力の均衡が図れなくなる。このため、作動ロッド45（弁体部46）が下動して連通路43の開度が増加し、圧縮機Cの吐出容量が減少する。その結果、冷媒循環回路における冷媒流量が減少し、二点間差圧 $\Delta P_d$ も減少する。

#### 【0042】

つまり、前記制御弁CVは、コイル61への通電デューティ比 $D_t$ によって決定された二点間差圧 $\Delta P_d$ の制御目標（設定差圧）を維持するように、この二点間差圧 $\Delta P_d$ の変動に応じて内部自律的に作動ロッド45（弁体部46）を位置決めする構成となっている。また、この設定差圧は、コイル61への通電デューティ比 $D_t$ を調節することで外部から変更可能となっている。

#### 【0043】

なお、前記プランジャ室54内には、ガイド孔57と作動ロッド45との間の隙間を介して、クランク室12の圧力が導入されている。従って、作動ロッド45には、プランジャ室54内の圧力（クランク室12の圧力）が、弁閉方向に作用されている。また、弁体部46の上端面には、吐出室22内の圧力 $P_{dH}$ が弁開方向に作用されている。従って、作動ロッド45の位置決めには、二点間差圧 $\Delta P_d$ に基づく力及び電磁アクチュエータ部51からの力以外にも、吐出室22の圧力 $P_{dH}$ とクランク室12の内圧との差に基づく力も若干関与している。つまり、前記制御弁CVは、コイル61への通電デューティ比 $D_t$ が同じであったとしても、吐出室22の圧力 $P_{dH}$ とクランク室12の内圧との差が異なれば、設定差圧も微妙に異なることとなる。

#### 【0044】

##### （空調制御）

図2に示すように、前記情報検出手段77には、エアコンスイッチ79、温度設定器80、車室温度センサ81、外気温度センサ82、日射センサ85、吸入圧力センサ83、及びエバポレータセンサ84等が備えられている。

#### 【0045】

前記エアコンスイッチ79は空調装置のオンオフスイッチであり、温度設定器80は乗員が車室内の温度を設定するためのものである（設定温度 $T_{set}$ ）。

車室温度センサ 8 1 は車室内の温度  $T_r$  を検出するためのものであり、外気温度センサ 8 2 は外気温度  $T_{a m}$  を検出するためのものであり、日射センサ 8 5 は日射強度（太陽光強度） $T_s$  を検出するためのものである。吸入圧力センサ 8 3 は、冷媒循環回路の低圧領域（吸入圧力領域。例えば吸入室 2 1 や、外部冷媒回路 3 0 の低圧側配管内や、蒸発器 3 3 における冷媒出口付近等）の圧力  $P_s(x)$  を検出するためのものである。エバポレータセンサ 8 4 は、蒸発器 3 3 を通過した直後の空気の温度（エバ後温度） $T_e(x)$  を検出するためのものである。

## 【 0 0 4 6 】

特に、前記温度設定器 8 0、車室温度センサ 8 1、外気温度センサ 8 2 及び日射センサ 8 5 が、冷媒循環回路の冷房負荷情報としての設定温度  $T_{set}$ 、車室温度  $T_r$ 、外気温度  $T_{a m}$  及び日射強度  $T_s$  を検出する、冷房負荷情報検出手段をなしている。

## 【 0 0 4 7 】

そして、前記エアコン ECU 7 2 は、情報検出手段 7 7 からの検出情報に基づいて、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  の調節言い換えれば制御弁 CV の設定差圧の調節を行う。なお、詳述しないが、エアコン ECU 7 2 は、制御弁 CV を制御すること以外にも、例えば、情報検出手段 7 7 からの検出情報に基づいて図示しないブロワモータの回転速度を調節する、周知の風量制御も行う。

## 【 0 0 4 8 】

さて、図 3 のフローチャートに示すように、前記エアコン ECU 7 2 は、エンジン E が起動されると、ステップ（以下「S」とする）101において初導プログラムに従い各種の初期設定を行う。例えば、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  に初期値として「0」を与える（コイル 6 1 の無通電状態）。S102では、エアコンスイッチ 7 9 がオンされるまで該スイッチ 7 9 のオン／オフ状況が監視される。エアコンスイッチ 7 9 がオンされると、S103において制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  を最小デューティ比  $D_t(min)$  として、該制御弁 CV の内部自律制御機能（設定差圧維持機能）を起動する。

## 【 0 0 4 9 】

S104においては、温度設定器 8 0、車室温度センサ 8 1、外気温度センサ

82及び日射センサ85から提供された冷房負荷情報( $T_{set}$ 、 $T_r$ 、 $T_{am}$ 、 $T_s$ )に基づいて、空調装置の必要吹出し温度 $T_{a0}$ が算出される。S105において、目標エバ後温度算出手段としてのエアコンECU72は、算出された必要吹出し温度 $T_{a0}$ から、予め記憶されたマップデータに基づいて目標エバ後温度 $T_{e(set)}$ を算出する。そして、S106においては、算出された目標エバ後温度 $T_{e(set)}$ と、エバポレータセンサ84からの検出エバ後温度 $T_{e(x)}$ とのズレ量が、所定値(例えば2℃)以内であるか否かが判定される。

## 【0050】

前記S106判定がNOの場合、つまり目標エバ後温度 $T_{e(set)}$ と検出エバ後温度 $T_{e(x)}$ とのズレ量が所定値よりも多い場合には、吸入圧力センサ83からの検出吸入圧力 $P_s(x)$ を目標値とすることを直接の制御目標として、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ の修正処理が行われる。

## 【0051】

すなわち、S107において、目標吸入圧力算出手段としてのエアコンECU72は、S105にて算出された目標エバ後温度 $T_{e(set)}$ から、予め記憶されたマップデータに基づいて目標吸入圧力 $P_s(set)$ を算出する。S108において、吸入圧力センサ83からの検出吸入圧力 $P_s(x)$ が、算出された目標吸入圧力 $P_s(set)$ より大であるか否かを判定する。S108判定がNOの場合、S109において、検出吸入圧力 $P_s(x)$ が目標吸入圧力 $P_s(set)$ より小であるか否かを判定する。S109判定もNOの場合には、検出吸入圧力 $P_s(x)$ が目標吸入圧力 $P_s(set)$ に一致していることになる。

## 【0052】

このため、エアコンECU72は、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ を変更しなくとも、やがては目標エバ後温度 $T_{e(set)}$ と検出エバ後温度 $T_{e(x)}$ とのズレ量が所定値以内となると判断し、駆動回路78にデューティ比 $D_t$ の変更指令を発することなく処理はS116に移行される。つまり、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ を変更すると、先ず吸入圧力 $P_s(x)$ が変動し、この吸入圧力 $P_s(x)$ の変動から時間差をおいてエバ後温度 $T_{e(x)}$ が変動するのである。

## 【0053】

前記 S116 においては、エアコンスイッチ 79 がオフされたか否かが判定される。S116 判定が NO なら処理は S104 に移行される。逆に S116 判定が YES なら処理は S101 に移行され、制御弁 CV は無通電状態とされて圧縮機は最小吐出容量状態となる。

#### 【0054】

さて、前記 S108 判定が YES の場合、蒸発器 33 の熱負荷が大きいと予測されるため、S110 においてエアコン ECU 72 はデューティ比  $D_t$  を単位量  $\Delta D$  だけ増大させ、その修正値  $(D_t + \Delta D)$  へのデューティ比  $D_t$  の変更を駆動回路 78 に指令する。従って、制御弁 CV の弁開度が若干減少し、圧縮機 C の吐出容量が増大して蒸発器 33 での除熱能力が高まり、吸入圧力  $P_s(x)$  ひいてはエバ後温度  $T_e(x)$  は低下傾向となる。

#### 【0055】

前記 S109 判定が YES の場合、蒸発器 33 の熱負荷が小さいと予測されるため、S111 においてエアコン ECU 72 はデューティ比  $D_t$  を単位量  $\Delta D$  だけ減少させ、その修正値  $(D_t - \Delta D)$  へのデューティ比  $D_t$  の変更を駆動回路 78 に指令する。従って、制御弁 CV の弁開度が若干増加し、圧縮機 C の吐出容量が減少して蒸発器 33 での除熱能力が低まり、吸入圧力  $P_s(x)$  ひいてはエバ後温度  $T_e(x)$  は上昇傾向となる。

#### 【0056】

なお、前記 S110 及び S111 からは処理が S116 に移行される。

以上のように、検出吸入圧力  $P_s(x)$  と目標吸入圧力  $P_s(set)$  とのズレの解消を直接の制御目標とした、S110 及び／又は S111 でのデューティ比  $D_t$  の修正処理を経ることで、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とが、所定値（例えば 2℃）よりも大きくズレていてもこのズレを速やかに小さくすることができる。従って、制御弁 CV での内部自律的な弁開度調節も相俟って、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレ量が所定値以内に速やかに収まることとなる。

#### 【0057】

前記 S110 及び／又は S111 でのデューティ比  $D_t$  の修正処理によって、

検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレ量が所定値以内となれば、前記 S106 判定は YES となる。S106 判定が YES の場合には、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  の修正処理が行われる。

#### 【0058】

すなわち、S112においてエアコン ECU72は、エバポレータセンサ84からの検出エバ後温度  $T_e(x)$  が、算出された目標エバ後温度  $T_e(set)$  より大であるか否かを判定する。S112判定が NO の場合、S113において前記検出エバ後温度  $T_e(x)$  が目標エバ後温度  $T_e(set)$  より小であるか否かを判定する。S113判定も NO の場合には、検出エバ後温度  $T_e(x)$  が目標エバ後温度  $T_e(set)$  に一致していることになるため、冷房能力の変化につながるデューティ比  $D_t$  の変更の必要はない。それ故、エアコン ECU72は、駆動回路78にデューティ比  $D_t$  の変更指令を発することなく処理はS116に移行される。

#### 【0059】

S112判定が YES の場合、蒸発器33の熱負荷が大きいと予測されるため、S114においてエアコン ECU72はデューティ比  $D_t$  を単位量  $\Delta D$  だけ増大させ、その修正値  $(D_t + \Delta D)$  へのデューティ比  $D_t$  の変更を駆動回路78に指令する。従って、制御弁 CV の弁開度が若干減少し、圧縮機 C の吐出容量が増大して蒸発器33での除熱能力が高まり、エバ後温度  $T_e(x)$  は低下傾向となる。

#### 【0060】

S113判定が YES の場合、蒸発器33の熱負荷が小さいと予測されるため、S115においてエアコン ECU72はデューティ比  $D_t$  を単位量  $\Delta D$  だけ減少させ、その修正値  $(D_t - \Delta D)$  へのデューティ比  $D_t$  の変更を駆動回路78に指令する。従って、制御弁 CV の弁開度が若干増加し、圧縮機 C の吐出容量が減少して蒸発器33での除熱能力が低まり、エバ後温度  $T_e(x)$  は上昇傾向となる。

## 【0061】

なお、前記S114及びS115からは処理がS116に移行される。

以上のように、検出エバ後温度 $T_e(x)$ と目標エバ後温度 $T_e(set)$ とのズレの解消を直接の制御目標とした、S114及び／又はS115のデューティ比 $D_t$ の修正処理を経ることで、検出エバ後温度 $T_e(x)$ が目標エバ後温度 $T_e(set)$ からズレていてもデューティ比 $D_t$ が次第に最適化される。従って、制御弁CVでの内部自律的な弁開度調節も相俟って、検出エバ後温度 $T_e(x)$ が目標エバ後温度 $T_e(set)$ 付近に精度良く収束されることとなる。

## 【0062】

本実施形態においては次のような効果を奏する。

(1) エアコンECU72は、検出吸入圧力 $P_s(x)$ と目標吸入圧力 $P_s(set)$ とのズレの解消を直接の制御目標として、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ の修正処理を行っている。吸入圧力 $P_s(x)$ は、蒸発器33の熱負荷の変動に対して、エバ後温度 $T_e(x)$ よりも速やかに応答する物理量である。従って、例えば、ブロワモータの回転速度（風量）の急激な変動に起因した、蒸発器33の熱負荷の急激な変動に応じて、圧縮機Cの吐出容量を速やかに変更することができる。よって、エバ後温度 $T_e(x)$ を目標エバ後温度 $T_e(set)$ に対して速やかに近づけることができ、空調フィーリングを良好とすることができる。

## 【0063】

(2) 制御弁CVは、コイル61への通電デューティ比 $D_t$ が同じであったとしても、吐出室22の圧力 $P_dH$ とクランク室12の内圧との差が異なれば、設定差圧も微妙に異なる構成である。従って、従来においては、例えば、車両の急加速等によるエンジンE（圧縮機C）の回転速度の急激な変動、言い換えれば冷媒循環回路の冷媒流量の急激な変動に対しても、当該変動に起因した検出エバ後温度 $T_e(x)$ の変動に基づく、外部制御による設定差圧の変更で対応する必要があった。つまり、検出エバ後温度 $T_e(x)$ と目標エバ後温度 $T_e(set)$ とのズレを解消することを直接の制御目標とした、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ の修正処理では、エンジンEの回転速度の急激な変動によっても、「従来技術

」において述べたことと同様な問題、つまりエバ後温度 $T_e(x)$ が目標エバ後温度 $T_e(\text{set})$ に対して近づけられるまでに時間がかかり、空調フィーリングが悪化する問題を生じることとなる。

【0064】

しかし、本実施形態においてエアコンECU72は、検出吸入圧力 $P_s(x)$ と目標吸入圧力 $P_s(\text{set})$ とのズレの解消を直接の制御目標として、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ の修正を行っている。吸入圧力 $P_s(x)$ は、エンジンEの回転速度の変動に対して、例えばエバ後温度 $T_e(x)$ よりも速やかに応答する物理量である。従って、エンジンEの回転速度の急変に応じて、圧縮機Cの吐出容量を速やかに変更することができ、エバ後温度 $T_e(x)$ を目標エバ後温度 $T_e(\text{set})$ に対して速やかに近づけることができる。よって、エンジンEの回転速度の急変に対しても、良好な空調フィーリングを維持することができる。

【0065】

(3) エアコンECU72は、目標エバ後温度 $T_e(\text{set})$ と検出エバ後温度 $T_e(x)$ とのズレ量が少ない場合には、検出エバ後温度 $T_e(x)$ と目標エバ後温度 $T_e(\text{set})$ とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ の修正を行っている。従って、検出エバ後温度 $T_e(x)$ を目標エバ後温度 $T_e(\text{set})$ 付近に精度良く収束させることができ、これは空調フィーリングのさらなる向上につながる。

【0066】

なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

・上記実施形態の吸入圧力センサ83を、蒸発器33の表面温度（熱交換フィン）の温度）を検出する表面温度センサに変更する。そして、上記実施形態のエアコンECU72による、制御弁CVのデューティ比 $D_t$ の修正処理の一部、詳しくは、図3のフローチャートの一部のステップ(S107～S111)を次のように変更する。

【0067】

すなわち、S107において目標表面温度算出手段としてのエアコンECU7

2は、S 1 0 5にて算出された目標エバ後温度 $T_{e(s e t)}$ から、予め記憶されたマップデータに基づいて目標表面温度を算出する。S 1 0 8において、表面温度センサからの検出表面温度が、算出された目標表面温度より大であるか否かを判定する。S 1 0 8判定がN Oの場合、S 1 0 9において、検出表面温度が目標表面温度より小であるか否かを判定する。S 1 0 9判定もN Oの場合には、検出表面温度が目標表面温度に一致していることになる。

#### 【 0 0 6 8 】

このため、エアコンECU 7 2は、制御弁C Vのデューティ比 $D_t$ を変更しなくとも、やがては目標エバ後温度 $T_{e(s e t)}$ と検出エバ後温度 $T_{e(x)}$ とのズレ量が所定値（例えば $2^{\circ}\text{C}$ ）以内となると判断し、駆動回路7 8にデューティ比 $D_t$ の変更指令を発することなく処理はS 1 1 6に移行される。つまり、制御弁C Vのデューティ比 $D_t$ を変更すると、先ず蒸発器3 3の表面温度が変動し、この表面温度の変動から時間差をおいてエバ後温度 $T_{e(x)}$ が変動するのである。

#### 【 0 0 6 9 】

前記S 1 0 8判定がY E Sの場合、蒸発器3 3の熱負荷が大きいと予測されるため、S 1 1 0においてエアコンECU 7 2はデューティ比 $D_t$ を単位量 $\Delta D$ だけ増大させ、その修正値 $(D_t + \Delta D)$ へのデューティ比 $D_t$ の変更を駆動回路7 8に指令する。従って、制御弁C Vの弁開度が若干減少し、圧縮機Cの吐出容量が増大して蒸発器3 3での除熱能力が高まり、蒸発器3 3の表面温度及びエバ後温度 $T_{e(x)}$ が低下傾向を示すこととなる。

#### 【 0 0 7 0 】

前記S 1 0 9判定がY E Sの場合、蒸発器3 3の熱負荷が小さいと予測されるため、S 1 1 1においてエアコンECU 7 2はデューティ比 $D_t$ を単位量 $\Delta D$ だけ減少させ、その修正値 $(D_t - \Delta D)$ へのデューティ比 $D_t$ の変更を駆動回路7 8に指令する。従って、制御弁C Vの弁開度が若干増加し、圧縮機Cの吐出容量が減少して蒸発器3 3での除熱能力が低まり、蒸発器3 3の表面温度及びエバ後温度 $T_{e(x)}$ が上昇傾向を示すこととなる。

#### 【 0 0 7 1 】



前記蒸発器 3 3 の表面温度は、該蒸発器 3 3 の熱負荷の変動に対して、エバ後温度  $T_e(x)$  よりも速やかに応答する物理量である。従って、本態様においても、上記実施形態の (1) ~ (3) と同様な効果を奏する。

#### 【0072】

・上記実施形態においては、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレ量が所定値以内の場合には、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  の修正が行われている。また、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレ量が所定値よりも多い場合には、検出吸入圧力  $P_s(x)$  と目標吸入圧力  $P_s(set)$  とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  の修正が行われている。

#### 【0073】

これを変更し、目標エバ後温度  $T_e(set)$  と検出エバ後温度  $T_e(x)$  とのズレ量に関係なく、検出吸入圧力  $P_s(x)$  と目標吸入圧力  $P_s(set)$  とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  の修正を行うようにすること。つまり、例えば、上記実施形態において図 3 のフローチャートから、S106、S112 ~ S115 を削除すること。このようにしても、エンジン E の回転速度や蒸発器 3 3 の熱負荷の急変に対して、圧縮機 C の吐出容量を速やかに変更することができ、空調フィーリングを良好とすることができる。

#### 【0074】

・制御弁 CV の設定差圧の大小つまりコイル 6 1 への通電デューティ比  $D_t$  の大小に応じて、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  の修正処理に関する直接の制御目標を変更すること。つまり、例えば、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  が所定値以上の場合、言い換えれば冷媒循環回路の冷媒流量を大流量域で制御する場合には、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁 CV のデューティ比  $D_t$  の修正処理を行う。逆に、デューティ比  $D_t$  が所定値未満の場合、言い換えれば冷媒循環回路の

冷媒流量を小流量域で制御する場合には、検出吸入圧力  $P_s(x)$  と目標吸入圧力  $P_s(set)$  とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁  $CV$  のデューティ比  $D_t$  の修正処理を行うようにすること。

#### 【 0 0 7 5 】

このようにすれば、前記冷媒循環回路の小冷媒流量域での流量制御が安定され、良好な空調フィーリングを得ることができる。すなわち、前記制御弁  $CV$  は、冷媒循環回路の二点間差圧  $\Delta P_d$  を検出して、内部自律的に圧縮機  $C$  の吐出容量のフィードバック制御を行う構成である。従って、冷媒循環回路の冷媒流量が少ない場合、該冷媒流量の変動に伴う二点間差圧  $\Delta P_d$  の変動は小さく（明確ではなく）、制御弁  $CV$  の内部自律制御が正確に機能し難くなる。よって、検出エバ後温度  $T_e(x)$  と目標エバ後温度  $T_e(set)$  とのズレを解消することを、制御弁  $CV$  のデューティ比  $D_t$  の修正処理の直接の制御目標とすると、デューティ比  $D_t$  の修正に対する検出エバ後温度  $T_e(x)$  の反応の鈍さから、冷媒循環回路の小冷媒流量域での流量制御が不安定となるのである。

#### 【 0 0 7 6 】

・第 1 圧力監視点  $P_1$  を、冷媒循環回路において蒸発器 33 と吸入室 21 とを含む両者の間の吸入圧力領域に設定するとともに、第 2 圧力監視点  $P_2$  を同じ吸入圧力領域において第 1 圧力監視点  $P_1$  の下流側に設定すること。

#### 【 0 0 7 7 】

・制御弁  $CV$  として、給気通路 28 ではなく、抽気通路 27 の開度調節によりクランク室 12 の内圧を調節する、所謂抜き側制御弁を採用すること。  
・容量可変型圧縮機としてワッブルタイプのものを採用すること。

#### 【 0 0 7 8 】

上記実施形態から把握できる技術的思想について記載する。

(1) 前記冷房負荷情報検出手段からの冷房負荷情報に基づいて、前記蒸発器を通過した空気の温度の目標値を算出する目標エバ後温度算出手段と、前記蒸発器を通過した空気の温度を検出するエバポレータセンサとを備え、

前記圧縮機制御手段は、目標エバ後温度算出手段が算出した目標値とエバポレータセンサが検出した温度とのズレ量が所定値を超えている場合には、目標表面

温度算出手段が算出した表面温度の目標値と表面温度センサが検出した表面温度とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御し、

前記圧縮機制御手段は、目標エバ後温度算出手段が算出した目標値とエバポレータセンサが検出した温度とのズレ量が所定値以内の場合には、目標エバ後温度算出手段が算出した目標値とエバポレータセンサが検出した温度とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の設定差圧変更用アクチュエータを制御する請求項 3 に記載の空調装置。

【 0 0 7 9 】

(2) 前記制御弁において弁体の位置決めには、冷媒循環回路の吐出圧力と容量可変型圧縮機のクランク室の圧力との差に基づく力も関与する請求項 1 ～ 3 のいずれか又は前記技術的思想 (1) に記載の空調装置。

【 0 0 8 0 】

【発明の効果】

上記構成の本発明によれば、空調フィーリングに優れた空調装置を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 容量可変型斜板式圧縮機の断面図。

【図 2】 制御弁の断面図。

【図 3】 空調制御を説明するためのフローチャート。

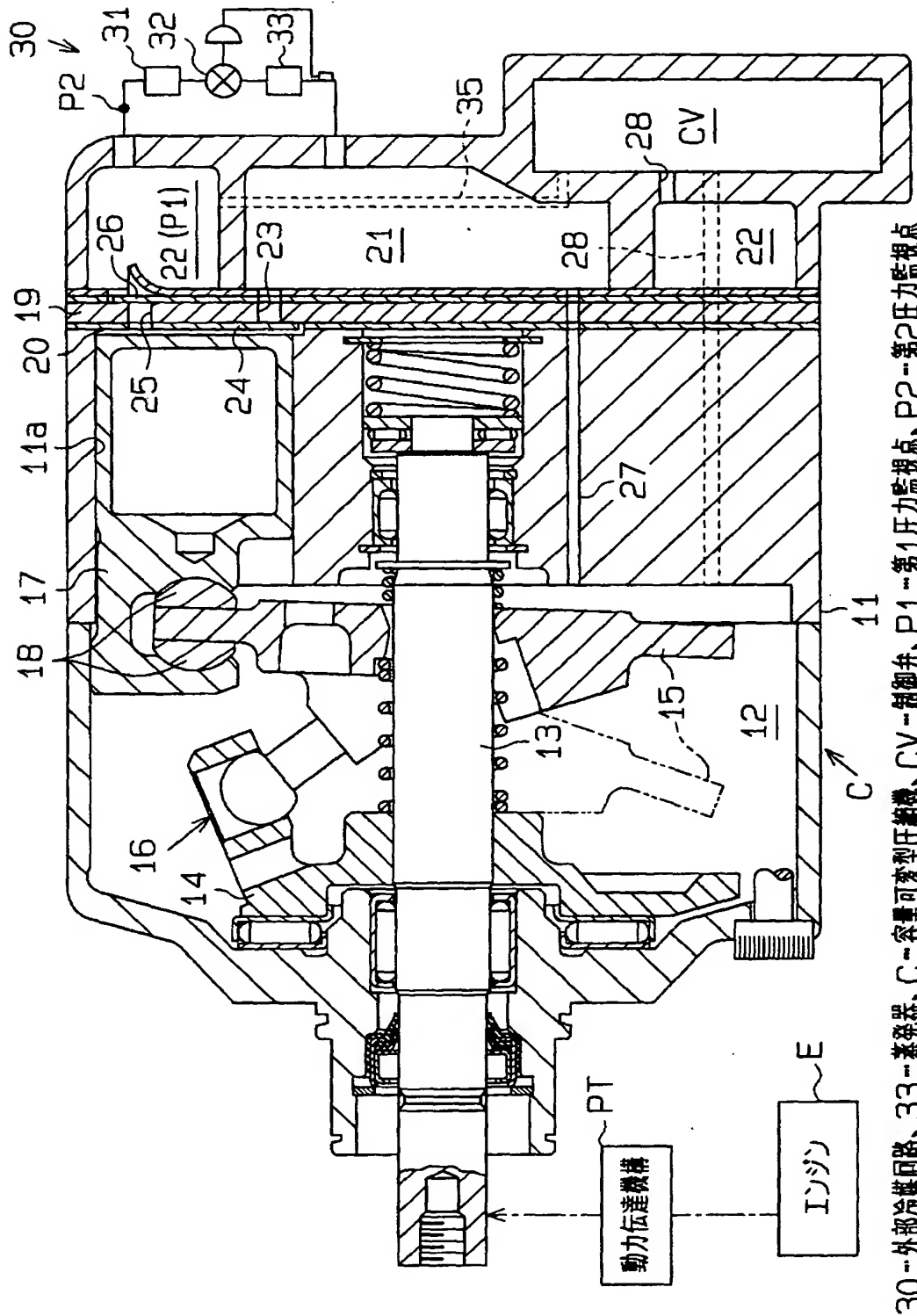
【符号の説明】

3 0 …冷媒循環回路を構成する外部冷媒回路、3 3 …蒸発器、4 4 …制御弁の感圧機構を構成する感圧室、4 6 …弁体としての弁体部、4 8 …感圧部材、5 1 …設定差圧変更用アクチュエータとしての電磁アクチュエータ部、7 2 …目標吸入圧力算出手段、圧縮機制御手段及び目標エバ後温度算出手段としてのエアコン ECU、8 0 …冷房負荷情報検出手段としての温度設定器、8 1 …同じく車室温度センサ、8 2 …同じく外気温度センサ、8 3 …吸入圧力センサ、8 4 …エバポレータセンサ、8 5 …冷房負荷情報検出手段としての日射センサ、C …容量可変型圧縮機、CV …制御弁、P 1 …第 1 圧力監視点、P 2 …第 2 圧力監視点、 $\Delta P$

d …二つの圧力監視点間の圧力差、T s e t …冷房負荷情報としての車室の設定温度、T r …同じく車室温度、T a m …同じく外気温度、T s …同じく日射強度、P s ( x ) …検出吸入圧力、P s ( s e t ) …目標吸入圧力、T e ( x ) …検出エバ後温度、T e ( s e t ) …目標エバ後温度。

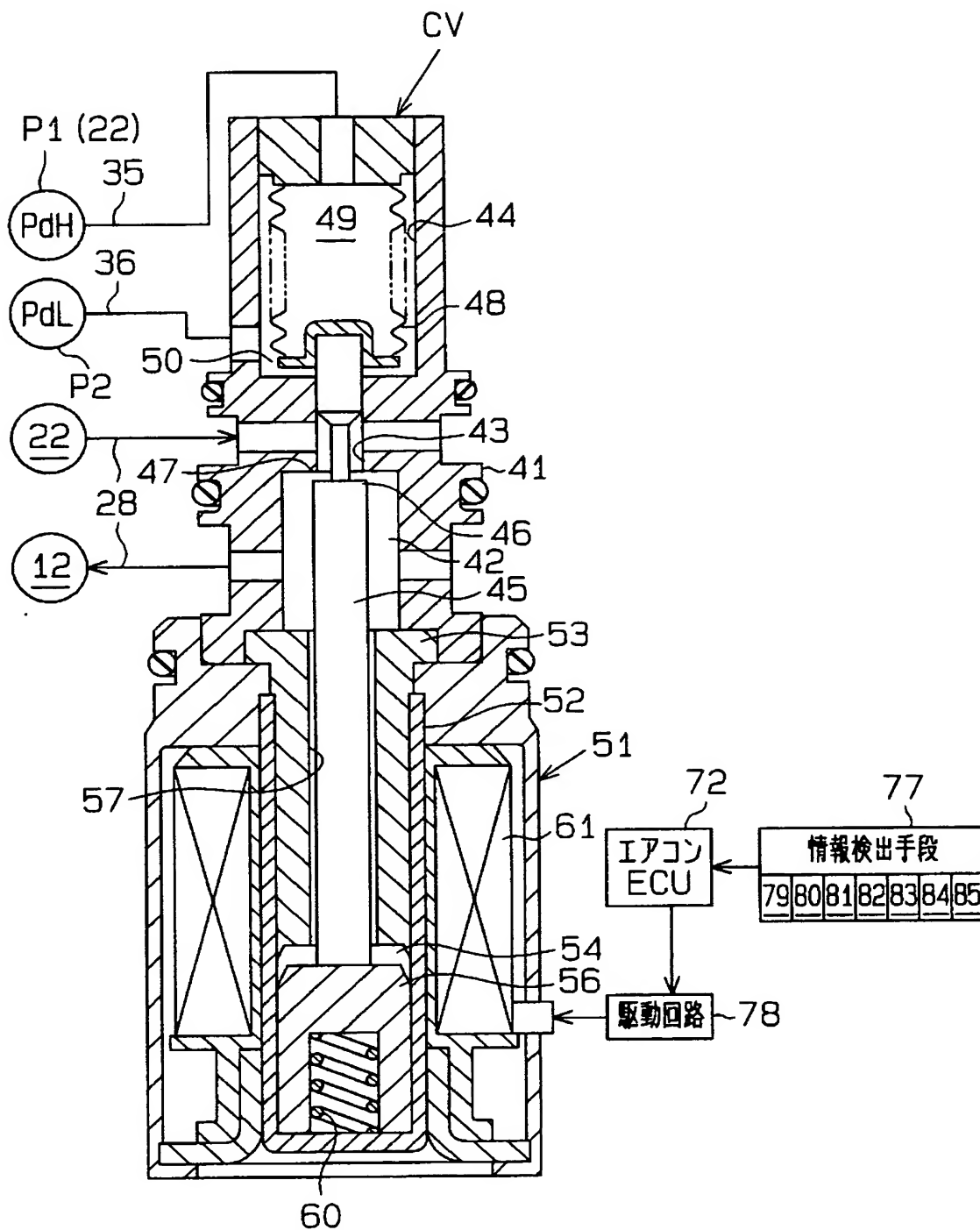
【書類名】 図面

【図1】



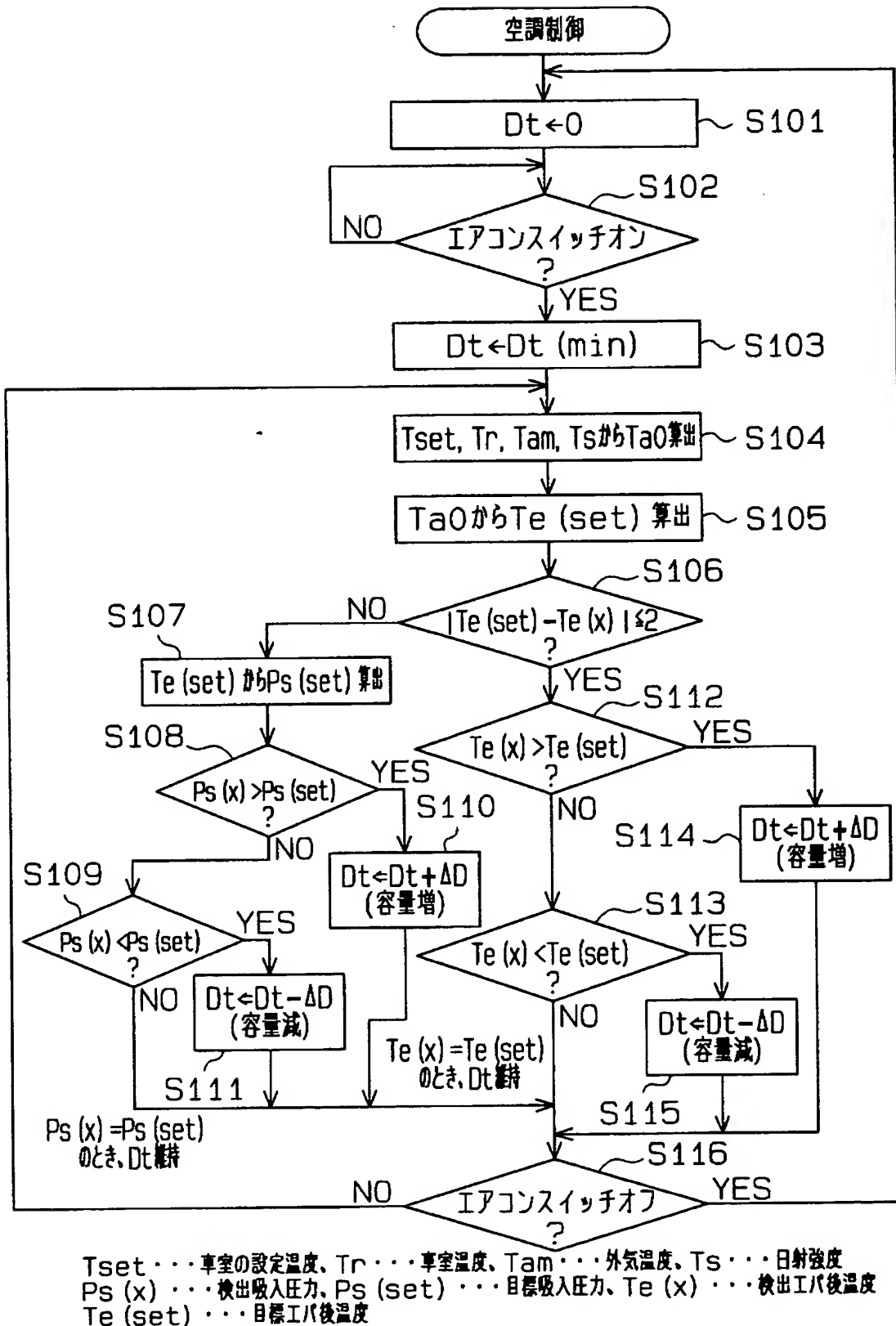
30--外部冷却回路、33--蒸発器、C--容量可変型圧縮機、CV--制御弁、P1--第1圧力監視点、P2--第2圧力監視点

【図 2】



46-弁体部、48-感圧部材、51-電磁アクチュエータ部、72-エアコンECU  
 80-温度設定器、81-車室温度センサ、82-外気温度センサ、83-吸入圧力センサ  
 84-エバポレータセンサ、85-日射センサ

【図 3】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 空調フィーリングに優れた空調装置を提供すること。

【解決手段】 圧縮機の制御弁は、電磁アクチュエータ部への通電デューティ比  $D_t$  によって決定された二点間差圧の制御目標（設定差圧）を維持するように、この二点間差圧の変動に応じて内部自律的に作動ロッド（弁体部）を位置決めする。エアコン ECU は、温度設定器、車室温度センサ、外気温度センサ及び日射センサからの検出情報  $T_{set}$ 、 $T_r$ 、 $T_{am}$ 、 $T_s$  に基づいて、目標吸入圧力  $P_s(set)$  を算出する。エアコン ECU は、算出した目標吸入圧力  $P_s(set)$  と吸入圧力センサからの検出吸入圧力  $P_s(x)$  とのズレを解消することを直接の制御目標として、制御弁の通電デューティ比  $D_t$  の修正処理を行う。

【選択図】 図 3



出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 2 1 8]

1. 変更年月日 2 0 0 1 年 8 月 1 日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地  
氏 名 株式会社豊田自動織機